

적층 스크린의 압력강하 및 열전달 특성

송태호* · 안철우** · 김창기*** · 고현진***
(1999년 8월 4일 접수)

Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Multi-Layer Screen

Tae-Ho Song, Cheol-Woo Ahn, Chang-Kee Kim and Hyun-Jin Ko

Key Words: Screen(스크린), Pressure Drop(압력강하), Heat Transfer(열전달), Experimental(실험적)

Abstract

Multiple layer of wire screen is widely used in many compact devices to filter particulates and to heat or cool fluids. However, data of flow resistance and heat transfer through such layers are rare to find and thus they are experimentally investigated in this study. Compressed air is made to flow through it to find the Ergun constants over a wide range of the Reynolds number. Also, unsteady heating of the wire screen is performed to find the equivalent heat transfer coefficient between the screen and the air by fitting the unsteady air temperature. The obtained coefficients are expressed in terms of the Reynolds number and the Prandtl number.

기호설명

A, B : Ergun 상수

a : 단위 체적 당 필터의 표면적
[$\equiv \frac{4(1-\epsilon)}{d}$]

c_f : 필터의 비열 [J/kg · K]

c_p : 가스의 정압비열 [J/kg · K]

d : 스크린의 모재강선의 직경 [m]

d_f : 필터층내의 특성길이 [m]

h : 필터에서의 평균적인 열전달계수
[W/m² · K]

k_f : 필터의 열전도계수 [W/m · K]

Nu : 누셀트수 [$\equiv \frac{hd_f}{k_g}$]

Pr : 프란틀수 [$\equiv \frac{\nu}{\alpha}$]

Re : 레이놀즈수 [$\equiv \frac{ud_f}{\nu}$]

T_f : 필터의 온도 [K]

T_g : 필터에서의 가스 온도 [K]

t : 스크린 한 장의 두께 [m]

v : 필터를 통과하는 가스의 걸보기 속도
[m/s]

w : 스크린 와이어 사이의 거리 [m]

ϵ : 필터의 공극률

ρ_f : 필터 모재강선의 밀도 [kg/m³]

ρ_g : 가스의 밀도 [kg/m³]

* 회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : thsong@nekma.kaist.ac.kr
TEL : (042)869-3032 FAX : (042)869-3210

** 삼성자동차 중앙연구소

*** 국방과학연구소

1. 서론

금속선을 정사각형으로 직조한 스크린은 방충망 등 주변생활에서 널리 찾아볼 수 있으며 또한 각종의 산업기에서 널리 응용되고 있다. 이 스크린은 용도에 따라 홑겹 혹은 여러 겹으로 사용하는데, 특별히 스크린 층에서 공기나 기타 가스와의 열전달을 일으킬 목적으로 사용하는 경우에는 다층 구조를 응용한다.

적층된 스크린은 일종의 다공매질로서 그 안의 작은 기공들은 마이크로 채널을 형성하고 있다. 스크린을 지나가는 유체는 기공이 매우 좁기 때문에 와이어의 엇갈림이 없다면 거의 정상상태의 층류유동을 하고 있다. 완전발달된 채널내 층류의 경우 수력학적 지름을 기준으로한 누셀트수가 일정하고 따라서 스크린처럼 기공이 작은 경우 그 열전달계수가 매우 커진다. 실제 와이어 스크린의 경우에는 와이어의 엇갈림으로 말미암아 후류가 발생하고 더욱이 노출된 단위체적 당의 면적이 커져서 열전달이 더욱 촉진된다. 이에 따라 아주 얇은 적층 스크린에서도 매우 많은 양의 열교환이 가능하여 스크린을 열저장 및 재생매체로 효과적으로 활용할 수 있다. 그러한 예를 들자면 스텔링 사이클의 재생기, 펄스 혹은 열음향냉동기의 스택, 에어백의 냉각 필터 등이 있다. 이러한 응용시에 그 열전달계수 및 압력강하계수를 필히 알고 있어야 한다.

그런데 이러한 스크린층의 열전달 및 마찰 특성이 아직도 잘 알려져 있지 않다. 이것은 그 특성을 필히 실험에 의존하여 구하여야 하는데, 그 실험이 용이치 않거나 측정결과를 발표하기를 꺼려서 공개발표한 결과가 적은 것이 아닌가 생각이 된다. 저자들이 찾아본 기존의 연구결과로는 1958년도에 Cornell⁽¹⁾이 홑겹의 사각 직조 스크린에 대하여 압력손실량을 보고한 것과 1968년도에 Armour와 Cannon⁽²⁾이 보다 복잡한 형태로 직조한 홑겹 스크린에 대하여 압력손실량을 측정한 것이 있으며, 비교적 느린 속도의 여러 겹의 스크린에서 유동이 스크린에 평행하게 흐를 때에 그 투과율(permeability)을 Marcus가 열 파이프에 적용하기 위하여 구한 바가 있다.⁽³⁾ 최근의 자료로는 Fried와 Idelchik⁽⁴⁾이 홑겹 스크린에 대한 투과율을 레이놀즈수의 일차식 형태로 넣어 비교적 높은

속도에서도 성립하도록 만든 관계식도 있다. 그런데 여러 겹의 스크린에 대한 유동저항 및 열전달 관계식은 찾을 수가 없으므로 이러한 경우에 대한 실험이 매우 의미가 있다고 하겠다.

본 연구는 작은 유속에 적층시킨 사각 직조된 스크린에 공기를 흘려 보낼 때에 그 안에서의 유동저항과 열전달계수를 제한된 경우에 대하여 구하였다. 적용된 유동저항의 표현은 유속의 2차식으로써 소위 Brinkman-Forschheimer의 확장 Darcy 모델인데 상온의 공기를 필터층에 흘릴 때에 필터 양단간의 압력차를 측정하여 필터층의 Ergun 상수를 결정하였다. 이 표현은 비교적 광범위한 경우에 대하여 구하였다. 열전달계수는 구하기가 간단하지 않은데, 초기에 차거운 필터층에 가열된 공기를 흘려 넣을 때, 출구측에서 나오는 공기의 온도 상승률을 측정함으로써 이 비정상과정을 가장 잘 모사하는 열전달계수를 역산하였다. 이 표현은 다소 좁은 범위에서만 구할 수 있었다.

2. 필터내 유동 및 열전달의 모사식

전술한 바와 같이, 본 연구는 압력강하와 열전달 관계식의 계수를 구하고자 행한 것이다. 그런데 그 계수를 직접 측정하여 내기가 어려우므로 물리적 실험을 통하여 측정한 압력이나 온도를 수치적으로 모사한 값과 비교하여 그 오차를 최소화하는 계수로써 결정하는 것이다. 따라서 실험에 앞서 잠정적으로 취한 계수를 가지고 압력강하와 열전달을 수치적으로 모사할 필요가 있게 된다.

먼저 필터를 통과한 가스의 압력을 구하기 위해서 Brinkman-Forschheimer에 의해서 제시된 확장 Darcy 모델을 쓰도록 한다. 다공성 매질에서 압력강하와 유체의 속도 사이의 관계는 Fand⁽⁵⁾에 따르면 유량, 유체의 물성치, 공극률, 다공성 재료의 방향, 크기, 모양 등에 의해서 결정이 된다. 확장 Darcy 모델은 압력강하를 속도의 이차식의 형태로 다음과 같이 표현하고 있다.⁽⁶⁾

$$\frac{\partial p}{\partial x} = A \frac{\mu(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{v}{d_f^2} + B \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon^3 d_f} \rho_g v^2 \quad (1)$$

여기에서 ϵ 은 공극률이며, v 는 다공층내의 겉보기속도(bulk velocity)이고, ρ_g 는 가스의 밀도이다. 또한, A, B 를 Ergun 상수라고 하고, 특성길이 d_f 는 보통 다공층을 이루는 입자의 직경을 취한다. Ergun은 적층된 구에 대하여 $A=150, B=1.75$ 로 제안하였는데, McDonald는 동그란 재료로 이루어진 매질에 대해서 $A=180, B=1.8$ 로 취하였다. 이 외에도 몇 개의 다른 데이터가 있지만(Fand⁽⁵⁾), 본 연구의 대상인 스크린층에서는 다른 종류의 특성길이를 취하여 그때의 A, B 값들을 최적화하였다.

차가운 필터층을 통과하는 뜨거운 가스의 온도 강하를 비정상상태로 모사하기 위하여 가스와 필터의 에너지 방정식을 세워야 한다. 가스와 필터의 온도가 유동방향 x 에 따라 비정상적으로 변화한다고 하자. 먼저 가스의 에너지 방정식은 가스 온도 T_g 와 필터온도 T_f 에 대하여

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_g c_p v T_g) = ha(T_f - T_g) \quad (2)$$

이고, 필터의 에너지 방정식은

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho_f c_f (1-\epsilon)T_f) \\ & = \nabla \cdot (k_f(1-\epsilon)\frac{\partial T_f}{\partial x}) + ha(T_g - T_f) \end{aligned} \quad (3)$$

이 된다. 여기서 c_p 는 가스의 정적비열이다. 식 (2)의 우변에서 가스 온도의 비정상항은 대류항보다 작다고 보아 무시하였다. 이것은 이 두 항의 크기의 비 $\frac{\partial T_g/\partial t}{v(T_{g,in} - T_{g,out})/l}$ 가 매우 작다는 의미로서 나중에 실험결과를 통하여 검증될 것이다. 또한 식 (3)에서 가스를 통한 전도 열전달항은 필터층의 전도에 비해 크기가 작다고 보아 무시하였다. 또한 h 는 필터와 가스 사이의 열전달 계수를 가리키고, a 는 단위체적 당 필터의 표면적으로써 정사각직조 스크린의 경우 $\frac{4(1-\epsilon)}{d}$ (d 는 스크린의 모재강선 직경)로 표현될 수 있

다. 끝으로 k_f 는 필터의 유동방향으로의 열전도 계수이다. 위의 식들로부터 알 수 있듯이 위치와 시간에 따라서 변화하는 가스온도의 비정상항은 오로지 필터의 온도변화에 의하여서만 표현되었다.

위의 두 식을 풀기 위하여 입구와 출구에서 가스와 필터 각각에 대한 경계조건이 필요하다. 입구에서 가스의 온도는 주어진 것이며 필터의 온도구배는 영으로 본다. 그리고 출구에서는 가스와 필터의 x 축 방향 온도구배가 모두 제로로서 출구 이후의 가스로부터 상류로 열이 역전도 되는 현상은 없다고 본다. 즉,

$$T_g = T_c, \quad \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad ; \quad \text{at } x=0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad ; \quad \text{at } x=l \quad (5)$$

식 (2), (3)의 열전달계수를 적절히 주고 풀면 필터를 통과한 가스의 온도를 구할 수 있다. 이 온도가 실측된 온도와 얼마나 잘 맞는가로부터 사용된 열전달계수가 얼마나 타당한가를 검증할 수 있다. 이제 이들을 수치적으로 해석하기 위하여 차분화된 식을 유도한다. 우선 가스의 에너지에 관한 식 (2)를 상류차분법(upwind scheme)을 사용해서 차분화하면

$$a_P T_{g,P} = a_E T_{g,E} + a_W T_{g,W} + A_1 T_{f,P} \quad (6)$$

로 된다. 여기에서 P 는 현재의 격자(grid)를 나타내고, E 는 하류 W 는 상류의 격자이다. 마찬가지로 필터의 에너지를 표현하는 식 (3)을 차분화하면 다음과 같이된다.

$$\begin{aligned} a_P T_{f,P} &= a_E T_{f,E} + a_W T_{f,W} + A_1 T_{g,P} \\ &+ \frac{F_h}{\Delta t} T_{f,P}^{old} \end{aligned} \quad (7)$$

식 (6), (7)에서는 후기 시간에서의 온도를 기준으로 한 음함수법(implicit scheme)을 사용했기 때문에 시간 간격에 관계없이 항상 안정한 해를 가지게 되고, 식 (7)에서 우변의 마지막 항에서 $T_{f,P}^{old}$

는 이전 시간에서의 필터의 온도를 나타내는 것으로써 필터의 온도가 시간에 따라 변하는 양상을 알려주는 항이다. 그리고 계수들은 각각 다음 식과 같은 형태로 표현된다.

$$a_P = \frac{1}{(\Delta x)_i} \{ \max[u_i G_{h,e}, 0] + \max[-u_i G_{h,w}, 0] \} + (ha)_i \quad (8)$$

$$a_E = \frac{\max[-u_i G_{h,e}, 0]}{(\Delta x)_i}$$

$$a_W = \frac{\max[u_i G_{h,w}, 0]}{(\Delta x)_i}$$

$$A_1 = (ha)_i \quad (9)$$

$$a_P = \frac{F_{h,i}}{\Delta t} + \frac{k_{eff,e}}{(\Delta x)_i (\Delta x)_e} + \frac{k_{eff,w}}{(\Delta x)_i (\Delta x)_w} + A_1 \quad (10)$$

$$a_E = \frac{k_{eff,e}}{(\Delta x)_i (\Delta x)_e}$$

$$a_W = \frac{k_{eff,w}}{(\Delta x)_i (\Delta x)_w} \quad (11)$$

여기에서,

$$G_h = \rho_g c_p g \epsilon, F_h = \rho_f c_f (1 - \epsilon), k_{eff} = k_f (1 - \epsilon) \quad (12)$$

인데, 첨자 *e*와 *w*는 현재 제어체적의 하류 및 상류측 제어면을 가리킨다. 위의 연립된 일차방정식을 토마스 알고리즘(Thomas Algorithm, 혹은 TDMA)을 이용하여 풀었다.

3. 실험

실제 실험에 사용된 장치는 Fig. 1과 같다. 필터 전후의 압력강하는 마노미터(manometer)로 읽어 들이며 이때의 유속은 로터미터(rotameter)로 유량을 측정해서 구한다. 유량계는 최대 분당 100리터까지 측정 가능하다. 실험에 사용된 필터는 24, 50, 100, 2,000 메시(mesh)가 사용되었으며, 시험튜브의 지름은 8mm로서 여러 장의 필터를 그 안에 적층시켜서 두께가 최대 10mm까지 시험체적 안에 배치시킨다. 필터의 치수와 특성은 Table 1에 보였다. 또한 열전달계수를 측정하기 위하여서는 히터에 의해 온도가 높아진 가스를 처음에는 방출시키다가 이로 밸브(two-way valve)

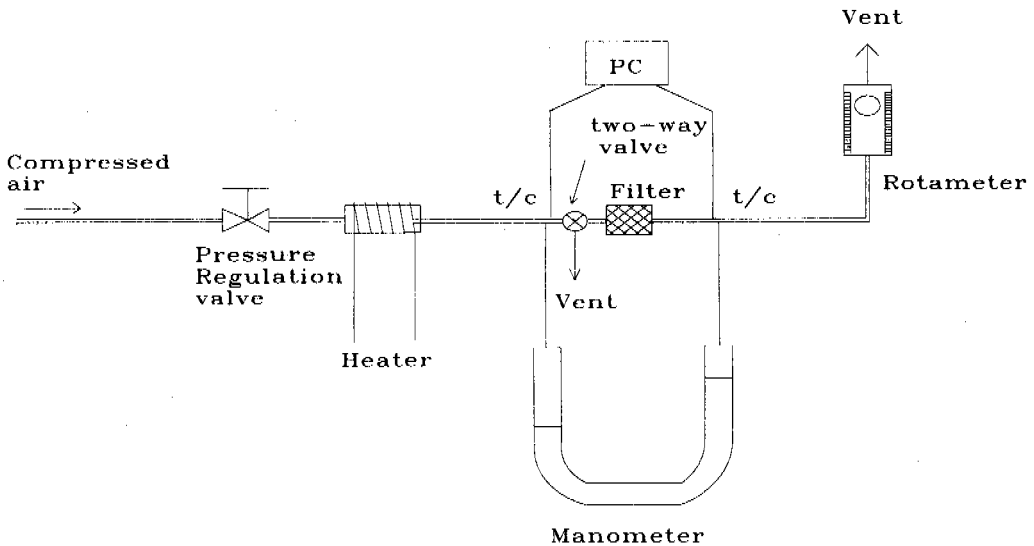


Fig. 1 Experimental system to measure the pressure drop and heat transfer characteristics in a filter layer

Table 1 Dimensions of the filters used in the experiments

Mesh No.	Thickness t , (mm)	Wire diameter d , (mm)	Porosity ϵ	Gap between wires w , (mm)
24	0.67	0.3	0.73	0.76
50	0.3	0.12	0.81	0.39
100	0.16	0.08	0.8	0.174
2000	0.014	0.007	0.75	0.0057

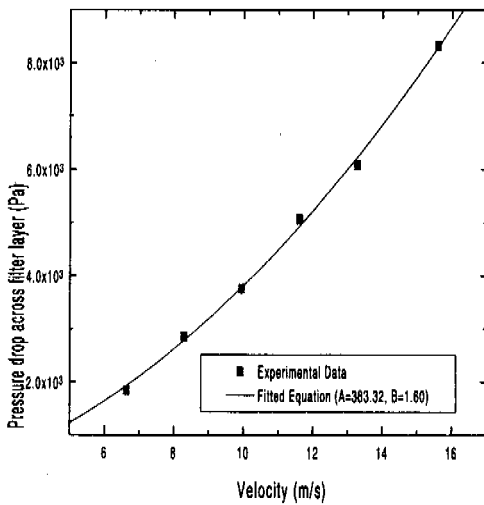


Fig. 2 Bulk velocity vs. pressure drop for the 50-mesh filter layer

를 작동시켜서 가스의 진로가 필터를 통과하는 시점부터 열전대(thermocouple)로 온도를 읽어들이기 시작한다. 이 온도는 PC lab card를 통해서 컴퓨터의 하드디스크에 저장된다. 열전대는 K-type을 사용하였고, 온도를 읽는 시간간격은 36/1000초로 설정하였다. 전체적으로 가스유량, 온도, 입출구간의 압력차의 측정오차는 각각 측정치의 5%, $\pm 0.1K$, 3% 이내이다.

실험은 일단계로서 유동저항 상수, 즉 Ergun 상수를 측정하였다. 히터를 켜지 않은 상태에서 가스의 속도를 여섯 가지 정도로 변화시키면서 압력강하를 측정하였다. 속도와 압력 사이의 관계로부터 Ergun 상수 A , B 를 측정하는 데에는 식

Table 2 The Ergun constants for square-woven screen layers of Table 1 with characteristic length $d_j = wd/t$

Mesh No.	A	B	Range of Re
24	354.65	1.17	50-400
50	383.32	1.60	50-200
100	301.82	2.74	3-50
2000	175.00	0.89	0.04-0.5

(1)에서 알 수 있듯이 두 개의 실험치만 있으면 되지만, 보다 정확한 데이터를 얻기 위해서 여러 번의 실험으로 속도와 압력강하에 대한 데이터에 가장 잘 맞는 Ergun 상수를 곡선 맞춤(curve fitting)해서 구한다. 그 결과를 50 메쉬의 경우에 대하여 Fig. 2에 예시하였다. 또한 여러 스크린에 대하여 측정된 Ergun 상수들을 Table 2에서 정리해 두었다.

본 실험과 같이 정방향으로 적조된 스크린에 대해서는 $d_j (\equiv wd/t)$ 를 특성 길이로 취하였다. 단, 여러 가지 스크린에 있어서 와이어의 간격과 지름, 혹은 스크린 한 장의 두께의 비가 달라지므로 이 특성길이 스크린의 기하학적 형상에 관한 유일한 지표가 되지는 않는다는 것을 언급한다. 적용된 필터층에 있어서 24, 50, 100 메쉬의 경우는 레이놀즈수가 3에서 400 정도의 범위에 있으며, 압력손실의 오차는 2% 이내이고, 식(1) 우변의 첫째 항과 둘째 항의 크기는 서로 비슷한 정도이다. 그러나 2,000 메쉬의 경우는 레이놀즈수가 1보다 훨씬 작고 식 (1) 우변의 첫째 항 (즉, Darcy 항)이 두 번째 항보다 100배 이상

커서 실제 압력강하 계산에 있어서는 Darcy 항만 고려해도 되는 것으로 나타났다. 또한 이 경우 압력손실의 오차는 5% 이내이다.

다음으로 열전달계수의 측정에 관하여 살펴보자. 구형의 입자로 이루어진 다공성 매질에 대해서 기체의 열전달에 대한 상관관계(correlation)식이 보고된 것이 있는데,⁽⁷⁾ 그 관계식은

$$\epsilon Nu = 2.06 Re^{0.425} Pr^{1/3} \quad (90 \leq Re \leq 4000) \quad (13)$$

와 같다. 여기서 레이놀즈수(Re)와 누셀수(Nu)에 사용되는 특성길이는 구의 직경을 취한다. 직경과 길이가 같은 실린더에 대해서는 윗식의 우변에 형상 보정 인자 0.79를 곱해서 쓰면 되고, 변의 길이가 구의 직경과 같은 정육면체 모양의 입자에 대해서도 형상 보정 인자 0.71을 곱해서 사용하면 된다. 그러나 본 연구에서와 같이 그물망 형태의 다공성 매질에 대해서 적용할 수 있는 관계식은 보고된 바가 없으므로 다음과 같은 모양으로 만들었다.

필터에서의 열전달은 강제대류이므로 아래와 같은 형태의 상관식으로 표현할 수 있다.

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3} \quad (14)$$

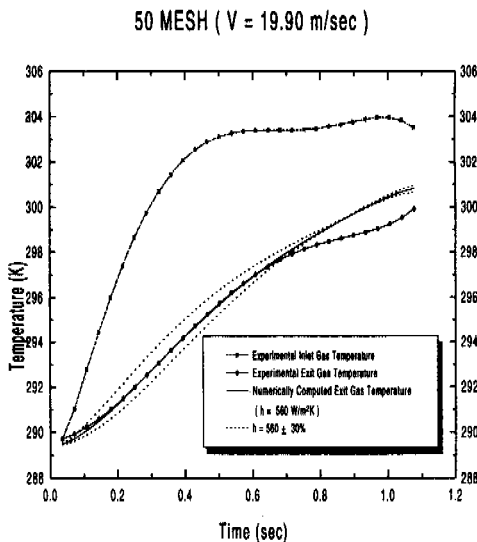


Fig. 3 The unsteady inlet and outlet air temperature variations in the filter layer when the bulk velocity is 19.9m/s

여기에서 우변의 $Pr^{1/3}$ 은 통상 프란틀 수가 1에 가까운 유체에 대하여 취하는 강제대류의 피팅 형태를 그대로 쓴 것이다.

열전달계수의 최적화와 피팅의 방법을 자세히 기술하면 다음과 같다. 필터 전후의 온도를 측정하면, 필터의 입구온도를 앞선 필터 해석 알고리즘에서의 입구 조건으로 주었을 때 계산된 출구 온도가 실험에서 측정한 필터를 통과한 가스의 온도와 가장 근사하게 접근할 때의 h 값을 찾는다. 이때 가스의 출구 온도가 실험치에 가장 근접하는 계산상의 h 값을 판단하는 기준은 수치 계산에 의한 출구온도와 실험치의 출구온도와의 오차의 합이 과도구간에서 가장 작은 값을 갖는 h 를 취하도록 한다. 실험으로부터 구한 속도와 열전달 계수(h)의 관계를 바탕으로, 누셀수와 레이놀즈수를 log-log 눈금의 그래프에 그려서 식 (14)의 상수 C 와 m 을 결정한다.

이러한 방법으로 24 메시와 50 메시에 대하여 h 를 구했는데 50 메시에 대한 결과가 Fig. 3에 예시되어 있다. 그림에서 점선은 h 값의 오차범위로써 h 가 $\pm 30\%$ 변할 때의 수치계산에 의한 출구온도의 결과이다. 가스의 입구온도는 수치 모사에서 입력치로 넣으므로 오차가 없지만 출구온도는 열전달계수를 $560 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 최적화한 경우에 있어서도 어느 정도의 계산치와 실험치의 오차가 관찰된다. 특히 실험의 시간상 뒷부분에서의 오차가 비교적 큰 편이다. 또한 열전달계수를 30 퍼센트를 증가 혹은 감소시켰을 때 보이는 출구온도의 변화를 관찰하면 실험의 초기에는 여기에서 최적화된 열전달계수가 매우 정확하다는 것을 알 수 있으나 뒷부분에서는 그렇지 못하다는 것을 알 수 있다. 아마도 이것은 실험후기에서 가스의 온도가 증가함에 따라 그 물성치가 달라져서 열전달계수가 초기와 다소 달라지기 때문인 것으로 유추된다. 또한 100 메시나 2,000 메시의 경우에는 유속은 낮고 출구온도는 거의 외기 온도와 같아서 실험결과의 평가가 곤란하여 취하지 않았다.

또한 앞서 언급한 바와 같이, 가스가 필터층을 통과하는데 걸린 시간이 대략 2000분의 1초가 되는데, 이 시간동안의 가스온도의 변화는 임의의 순간에서의 입출구 온도차(섭씨 약 10도)에 비하여 1000분의 1정도에 불과하므로 식 (2)에서 기체

의 온도의 비정상항을 무시한 것은 타당함을 알 수 있다.

누셀수와 레이놀즈수를 계산할 때에 사용되는 특성길이는 앞서 압력강하에서와 마찬가지로 $d_f (\equiv wd/t)$ 로 취하고, 속도는 걸보기 속도를 취할 때에 식 (14)의 형태로 피팅한 열전달 관계식은 다음과 같다. 먼저, 24 메시에 대해서는 실험에서 구한 네 개의 (Re, Nu)의 데이터 짝으로부터,

$$\text{Nu} = 0.305\text{Re}^{0.677}\text{Pr}^{1/3} \pm 12.5\%, \\ 10 < \text{Re} < 1,000 \quad (15)$$

으로 되고, 50 메시에 대해서는 세 개의 (Re, Nu)의 실험 데이터를 이용하여,

$$\text{Nu} = 0.465\text{Re}^{0.513}\text{Pr}^{1/3} \pm 8.0\%, \\ 50 < \text{Re} < 1,000 \quad (16)$$

으로 된다.

궁극적으로 본 실험으로부터 여러 가지 필터에 대하여 일반화된 압력강하 및 열전달의 계수를 표현할 수 있다면 가장 바람직할 것이다. 그러나, 현재까지의 결과는 광범위하지도 않고 또한 앞서 언급한 바와 같이 본 연구에서 사용된 여러 가지 필터의 기하학적 길이를 $d_f (\equiv wd/t)$ 만으로 표현할 수가 없다. 이 때문에 Table 2 및 식 (15), (16)을 한 개의 관계식으로 묶을 때에 그 오차가 더 커지는 것으로 나타나서 일반화된 수식화는 시도하지 않았다. 지금까지 보여진 수식들은 실제적으로 많이 사용되는 경우에 한하여 적용하기 좋은 결과로서 제시하며, 향후 더욱 많은 실험으로 보완될 것을 기대한다.

4. 결론

본 연구에서는 적층 필터에서의 압력강하 및

열전달 관계식에서 사용되는 Ergun 상수와 열전달계수를 구하였다. 실험은 필터층에서의 압력강하량 및 출구가스의 온도를 측정하고, 그 결과를 수치 모사결과와 비교할 때에 오차가 가장 작게 되는 Ergun 상수와 열전달계수를 찾아내었다. 그 결과 24 메시부터 2,000 메시에 대하여, $1 < \text{Re} < 1,000$ 정도의 범위 내에서 매우 유용한 결과가 구해졌다. 상기 계수들에 관한 상관식을 보다 넓은 범위로 확장하는 일이 앞으로 필요하다고 생각된다.

참고문헌

- (1) Cornell, W.G., 1958, "Losses in Flow Normal to Plane Screens," *Trans. ASME*, Vol. 80, No. 4, pp. 791~799.
- (2) Armour, J.C. and Cannon, J.N., 1968, "Fluid Flow through Woven Screens," *AIChE J.*, Vol. 14, No. 3, pp. 415~420.
- (3) Marcus, B.D., 1972, "Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes," *NASA CR-2018*.
- (4) Fried, E. and Idelchick, I.E., 1989, *Flow Resistance - A Design Guide for Engineers*, Hemisphere.
- (5) Fand, R. M., Kim, B. Y. K., Lam, A. C. C., and Phan, R. T., 1987, "Resistance to the Flow of Fluids Through Simple and Complex Porous Media Whose Matrices Are Composed of Randomly Packed Spheres," *J. Heat Transfer, Trans. ASME*, Vol. 109, p. 268.
- (6) Etefagh, J., Vafai, K. and Kim, S. J., 1991, "Non-Darcian Effects in Open-Ended Cavities Filled With a Porous Medium," *J. Heat Transfer, Trans. ASME*, Vol. 113, pp. 747~756.
- (7) Geankoplis, C. J., 1972, *Mass Transport Phenomena*, Holt, Rinehart & Winston, New York.